

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ПРОМЫШЛЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ

УДК 622.248.5

Малярчук Б.М., Огородніков П.І., Рибчич І.Й., Світлицький В.М.

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ ВІБРОЗАХИСНИХ ПРИБОРІВ

В процесі буріння свердловин довжина бурильних колон змінюється скачками за рахунок послідовного нарощування трубами, отже і динамічні параметри бурильної колони в процесі буріння змінюються дискретно.

Звідси витікає, що вхідний імпеданс бурильної колони, яка моделюється стержневою системою, змінюється від нарощування її довжини. Тому знак вхідного опору (імпедансу) змінюється через рівні відрізки довжиною $\frac{\lambda}{4}$ (λ – довжина хвилі), а сама величина цього опору змінюється періодично. Виходячи з цього можна вважати бурильну колону об'єктом, у якому дискретно змінюється його довжина в часі.

В цілому об'єкти дискретно змінної довжини мають певні форми та визначаються стійкими параметрами власних коливань; у той же час їх власні частоти будуть змінюватись за рахунок нарощування труб у часі за визначеними законами.

При такому підході до бурильної колони, як до динамічної системи, довжина якої змінюється дискретно, розрахунок ефективного застосування бурових амортизаторів і принципів регулювання вібростану бурильної колони потребує відмінних підходів від тих, які запропоновані на даний час, наприклад роботою [1].

Мета ж цієї роботи – запропонувати більш ефективний принцип використання віброзахисних пристроїв для регулювання динаміки бурильної колони, застосовуючи прийом зміни передачі коливної енергії між визначеними її ланками.

Для цього необхідно розглянути застосування ВЗП (віброзахисних пристроїв) для повздовжних коливань, які виникають в бурильній колоні в процесі взаємодії долота з вибоєм.

У зв'язку зі зміною динамічних характеристик бурильної колони при нарощуванні труб динамічна характеристика ВЗП має змінюватись по визначеній закономірності для того, щоб отримати заданий віброзахист, який визначається

$$K = \frac{Z_{ex}}{Z_{ex,a}}, \quad (1)$$

де Z_{ex} – вхідний імпеданс бурильної колони без амортизатора; $Z_{ex,a}$ – вхідний імпеданс бурильної колони з амортизатором.

Збільшення довжини бурильної колони при нарощуванні труб при фіксованих параметрах ВЗП може привести до того, що коефіцієнт віброзахисту буде змінюватися, можливо, в гіршу сторону.

Для того, щоб коефіцієнт віброзахисту не змінювався і обумовлював вибраний динамічний стан бурильної колони, який забезпечує визначені показники буріння, необхідно застосувати корекцію частотної характеристики.

Цю корекцію можна здійснити за рахунок автоматичної настройки ВЗП на новий режим роботи (такі конструкції відсутні) або введенням в конструкцію коректуючого пристрою, який розділяв бурильну колону у певному місці на дві ланки.

Наприклад, розділяємо компоновку низу бурильної колони (КНБК) і колону бурильних труб на акустично коротшу ланку і акустично довшу.

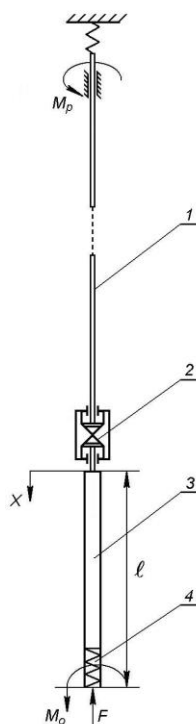


Рисунок 1 – Схема бурильної колони

1 – бурильні труби; 2 – коректуючий пристрій; 3 – обважені бурильні труби;
4 – вітрозахисний пристрій

Тоді, зберігаючи на першій ланці КНБК коливний режим визначеної інтенсивності і створюючи режим біжної хвилі на другій ланці, можна в колоні бурильних труб знизити механічні напруження від повздовжних коливань в допустимих границях. При цьому характеристики ВЗП або хвильових відбивачів повинні залишатися незмінними, а показники буріння відносно стабільними. Це відбувається завдяки компенсації спаду напружень на верхніх частотах в бурильній колоні підйомом напружень на цих же частотах в першій ланці КНБК. Схема колони з коректуючим пристроєм представлена на рис. 1.

При такій компоновці виключається або знижується зворотня дія колони бурильних труб на КНБК, що поліпшує умови роботи долота на вибої.

На рис. 2 представлена динамічна характеристика входу бурильної колони при компоновці 2000 м стальними бурильними трубами – СБТ ($\varnothing 139,7/10$ мм) та такими обважненими (ОБТ) довжиною 150 м ($\varnothing 178/90$ мм). Крива 2 на рис.2 являє собою дивіацію від дій колони бурильних труб разом з ОБТ. Крива 1 представляє апроксимацію за методом найменших квадратів. Крива 2 дозволяє абстрагуватися від дивіації.

У цьому випадку застосування запропонованого методу допустимо при умові, коли довжина КНБК (ОБТ) – першої ланки набагато менша довжини СТБ. Ефект відмічається при глибині свердловини більше 300 м. Тобто при малих глибинах можна рекомендувати застосовування „механічного шунта”, який є пристрій зі значним затуханням, встановлений між ведучою трубою і колоною бурильних труб.

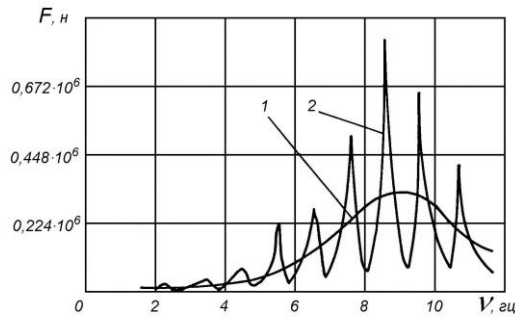


Рисунок 2 – Динамічна характеристика входу бурильної колони
1 – апроксимована залежність; 2 – з врахуванням дивіації

При використанні коректуючого пристрою в бурильній колоні, КНБК, в першому наближенні, можна розглядати, як стрижень зі защемленим нижнім кінцем (долото) і верхнім вільним кінцем.

Розглянемо динаміку цієї ланки, звертаючи увагу на те, що нижня ланка визначає динаміку взаємодії долота з вибоєм.

Рівняння для швидкості точки, в якій діє сила від долота, можна отримати, розглядаючи послідовність хвиль, які збурюються в цій точці і відбиваються від кінця ланки (КНБК).

Якщо нехтувати затуханням у нижній ланці, то амплітуда відбитої хвилі така як і падаючої. Результируюча амплітуда в точці прикладання сили від долота дорівнює сумі амплітуд хвилі, відбитої один раз і яка пройшла подвійну довжину ланки $2l$, хвилі, відбитої два рази, яка пройшла віддаль $4l$ і всіх других хвиль, відбитих більше ніж два рази. Кожна відбита хвиля знову відбивається від долота і, таким чином, вклад кожної відбитої хвилі в амплітуду в цій точці подвоюється. Виходячи з цього, амплітуду в точці збурення на долоті можна знайти шляхом сумування падаючої хвилі нескінченної кількості відбитих хвиль, які розповсюджуються у ланці:

$$\bar{V} = \frac{\bar{F}}{\bar{Z}_c} (1 + 2e^{-j2kl} + 2^{-j4kl} + \dots) = \frac{\bar{F}}{j\bar{Z}_c} \operatorname{ctg} kl, \quad (2)$$

де \bar{F} – сила збурення від долота; \bar{Z}_c – характеристичний імпеданс ланки; k – власна частота; l – довжина ланки (КНБК).

Ліва частина рівняння (2) являє собою розклад функції $j \operatorname{ctg} kl$ у ряд Тейлора. Імпеданс ланки, як стрижня з розподіленими параметрами в точці збурення, можна записати як:

$$\frac{\bar{F}}{\bar{V}} = \bar{Z}_d = \bar{Z}_c j \operatorname{ctg} kl. \quad (3)$$

Обернена величина – повна провідність може бути представлена рівнянням:

$$\bar{Y} = \frac{1}{j\bar{Z}_d} \operatorname{ctg} kl = -j \frac{1}{\bar{Z}_c} \operatorname{ctg} kl. \quad (4)$$

На дуже низьких частотах $\operatorname{ctg} kl \approx 1/kl$ і повна провідність у точці збурення (долото) зводиться до величини:

$$\bar{Y} = \frac{1}{jZ_c kl} = \frac{1}{jm_c \bar{c} l} = \frac{1}{j\omega M}, \quad (5)$$

де $M - ml$ – повна маса ланки (КНБК); m – маса одиниці довжини ОБТ; \bar{c} – швидкість розповсюдження звуку.

При збільшенні частоти стає істотною пружність компоновки і реакція точки збурення (долото) проходить через ряд максимумів (резонансів) і мінімумів (антирезонансів) [2].

Максимуми і мінімуми визначає значення члена $ctgkl$. Оскільки величина k є комплексна, то

$$k = \frac{\omega}{\bar{c}} = -\frac{\omega}{c\sqrt{1+j\eta}} = \frac{\omega}{c} \left(1 - \frac{j\eta}{2} + \dots \right) = k \left(1 - \frac{j\eta}{2} \right), \quad (6)$$

де $k = k_0 = \frac{\omega}{c_0}$; $\eta = tg\alpha$ – здвиг фаз від внутрішнього демпфування; ω – кругова частота; c_0 – швидкість звуку в буровій рідині.

В результаті отримаємо:

$$jctg\bar{k}l = \frac{e^{j\bar{k}l} + e^{-j\bar{k}l}}{e^{j\bar{k}l} - e^{-j\bar{k}l}} = \frac{e^{jkl} e^{\eta kl/2} + e^{-jkl} e^{-\eta kl/2}}{e^{jkl} e^{\eta kl/2} - e^{-jkl} e^{-\eta kl/2}}. \quad (7)$$

Використовуючи співвідношення:

$$\begin{aligned} \sin(\alpha - j\beta) &= \sin \alpha ch \beta - j \cos \alpha sh \beta \\ \cos(\alpha - j\beta) &= \cos \alpha ch \beta + j \sin \alpha sh \beta \end{aligned} \quad (8)$$

де α, β – дійсна та уявна частини змінної.

Запишемо (7) у вигляді:

$$ctgkl = \frac{\cos skl \cdot ch(\eta kl/2) + j \sin kl sh(\eta kl/2)}{\sin kl ch(\eta kl/2) - j \cos kl sh(\eta kl/2)}, \quad (9)$$

Якщо демпфування дорівнює нулю, то частоти максимумів і мінімумів визначаються співвідношеннями:

$$ctgkl = 0; \quad kl = (2g+1)\frac{\pi}{2}, \quad (10)$$

де $g=0, 2, 3, \dots$ – для резонансних частот, а для антирезонансних $g=1, 2, \dots$.

Висоту максимумів можна обчислити, якщо підставити $kl = g\pi$ (10) в (9):

$$\bar{V}l = \frac{F}{jZc} ctg \frac{\eta kl}{2} \approx \pm \frac{\bar{F}}{m\bar{c}(\eta kl/2)} = \frac{\bar{F}}{(ml/2)\eta\omega} = \pm \frac{F}{R_g}, \quad (11)$$

де $ml/2 = Mg$ і $\eta\omega M_g = R_g$.

Антирезонанси можна визначити підставляючи $kl = (2.9 \pm 1)(\pi/2)$ у вираз (9):

$$\bar{V} = \pm \frac{F}{Z_c} \frac{\eta kl}{2} = \pm \frac{F(\eta \omega l/2)}{m c^{-2}} = \pm F \frac{\eta \omega M_g}{m^2 c^{-2}} = \pm \frac{F R_g}{\bar{Z}_c^2}. \quad (12)$$

Швидкість кінця ОБТ, на якому встановлений коректуючий пристрій, згідно [2] запишеться у вигляді

$$\bar{V} = \frac{\bar{F}}{j \bar{Z}_c \sin kl}. \quad (13)$$

Відношення

$$\bar{Z}_t = \left(\frac{\bar{F}}{\bar{V}} \right)_{x=l} = j \bar{Z} \sin kl \quad (14)$$

являє собою перехідний імпеданс. Аналогічні залежності можна отримати для крутих коливань. Але у цьому випадку вирішити задачу повного роз'єднання СБТ і ОБТ в бурильній колоні дуже складно.

В принципі коректуючі пристрої виконують роль понижуючого механічного трансформатора. Такі пристрої було запропоновано групою спеціалістів ДК „Укргазвидобування” і Міжнародного науково-технічного університету.

Представлені залежності дають можливість визначити необхідні частотні характеристики ВЗП для їх ефективного застосування.

При проведенні перевірки „Методики” [3] в умовах буріння в твердих породах Стрийської свити на Прикарпатті при застосуванні різних типів ВЗП за одних і тих же самих режимів буріння в одних і тих же інтервалах показували різну механічну швидкість по мірі нарощування колони. Показники буріння більш-менш стабілізувалися при установці другого ВЗП над КНБК. Велика кружна і повздовжня жорсткість ВЗП не дала можливості повної стабілізації показників буріння.

Література

1. Сурнін Л.С. Повышение эффективности применения амортизаторов на базе исследования волновых процессов в бурильной колонне: Дис. канд. тех. наук. – Ивано-Франковск 1986. 163 с.
2. Скучик Е. Простые и сложные колебательные системы М.: Мир, 1971. – 573 с.
3. Методика эффективного применения разных типов амортизаторов при бурении скважин на месторождениях п/о «Укрнефть» РД-39-0135391-011-86 Ивано-Франковск 1986, 40 с.

УДК 622.248.5

Малярчук Б.М., Огородников П.И., Рибич И.И., Светлицкий В.М.

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ВИБРОЗАЩИТНЫХ УСТРОЙСТВ

Предложено использование виброзащитных устройств для регулирования динамики буровой колонны за счет применения принципа изменения передачи колебательной энергии между определенными ее звеньями.